

УДК 621.22

DOI: <https://dx.doi.org/10.20535/2521-1943.2018.83.118414>

# Розрахунок каналів гідроприводу з врахуванням змін температури і в'язкості робочої рідини

А.М. Муращенко<sup>1</sup> • О.В. Тижнов<sup>2</sup>, • О.П. Губарев<sup>1</sup>, • О.М. Яхно<sup>1</sup>

1 - КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна;

2 - ДП «Антонов», м. Київ, Україна

Received: 13 Desember 2017 / Accepted: 23 February 2018

**Анотація.** В статті представлені результати тепло-гідрравлічного дослідження каналів гідрравлічного приводу. Розглянуто вплив неусталеного теплообміну рідини і каналів приводу на зміни тиску і витрати в приводі. Дослідження проводилося з метою уточнення гідрравлічного розрахунку на етапі їх проектування з подальшим прогнозуванням роботи приводів в умовах змінної температури рідини. Аналіз структури потоку в каналі та розподіл інтенсивності теплопередачі вздовж каналу від стінок до рідини, виконано з урахуванням впливу в'язкості на витрату рідини. Запропоновано методику розрахунку часу стабілізації швидкості потоку рідини в гідрравлічному каналі при нестабільних температурних умовах роботи приводу. Проведено комп'ютерне дослідження для визначення часу стабілізації швидкості руху рідини в гідрравлічному каналі та стабілізованого значення швидкості. Вплив геометричних параметрів та конфігурації каналів враховано шляхом перерахунку падіння тиску і зміни швидкості в гідрравлічній системі приводу. Розроблено методику уточненого тепло-гідрравлічного розрахунку гідрравлічних каналів гідроприводів при нестабільних робочих режимах та змінних температурних умовах.

**Ключові слова:** гідрравлічний привід, рідина, температура, теплообмін, швидкість, в'язкість, витрата, тиск

## Вступ

Питання впливу температури робочої рідини на показники дії гідроприводу є традиційним при проектуванні різноманітних об'єктів, автоматизованих засобами гідроавтоматики [1, 2, 5, 6, 8]. Зміна температури рідини може впливати на працездатність системи, наприклад, при суттєвому зменшенні змащувальної властивості або внаслідок пастоподібного перетворення рідини. Більш поширеними наслідками коливань температури рідини є відхилення від розрахункових значень потужності, швидкодії приводу, максимальних зусиль та швидкості переміщення вихідної ланки [5, 6, 8]. Для систем гідроприводу об'єктів виробничого призначення типовими є усталені температурні умови та стабілізовані експлуатаційні режими роботи. Ці обставини дозволяють розраховувати та підтримувати найбільш сприятливі температурні показники рідини під час роботи систем. Процес стабілізації теплових потоків в системі охоплює початковий або підготовчий термін дії системи та, в деякій мірі, циклічні коливання потужності, пов'язані з коливаннями спожитої потужності у виробничому циклі [3, 5, 6, 9].

**Актуальність теми.** Гідрравлічні системи мобільної техніки, в основному, позбавлені можливостей очікування стабілізації температури або утримання найбільш сприятливих температурних показників рідини [11, 16]. Ці обставини призводять до невідповідності розрахункових показників системи гідроприводу до реальних значень цих показників в експлуатаційних режимах [4, 6, 12, 16]. Найбільші наслідки такої невідповідності мають місце в авіаційному та корабельному гідроприводі, гідрравлічних системах вітроенергетики, гідроприводі мобільних машин гірничої промисловості та сільськогосподарського призначення [1, 2, 10]. Спільним для таких систем є неможливість очікування встановлення теплового балансу, стиснуті терміни відпрацювання приводом сигналу керування, обмежений енергетичний ресурс для термостабілізації об'єкта, широкий діапазон змін умов і режимів експлуатації. Тобто гідрравлічний розрахунок має враховувати теплообмін рідини з нестабільним оточуючим середовищем, тепловий потік, зумовлений гідрравлічним тертям та опором, різні режими експлуатації. Для систем гідроприводу вказаного класу необхідно враховувати неусталені теплові потоки при розрахунку експлуатаційних показників, таких, як швидкість, зусилля, термін відпрацювання певної функції. Однією з найважливіших проблем щодо приводів мобільної техніки є надійне забезпечення безвідмовної роботи та функціональної повноти в умовах стрімких

✉ А.М. Муращенко  
a0976478579@gmail.com

✉ О.П. Губарев  
Gubarev@i.ua

✉ О.В. Тижнов  
a\_kirya@i.ua

температурних коливань. Додаткова можливість поліпшення ефективності приводу полягає у врахуванні неусталених температурних режимів в алгоритмах керування, наприклад, упередженого вмикання у разі уповільнення дії приводу, попередньої зміни налаштувань клапанів тиску. Початковим кроком для практичного застосування вказаного підходу є розрахунок очікуваних показників дії приводу в неусталених режимах на етапах проектування.

**Мета.** Метою досліджень є розробка методики розрахунку основних показників гідроприводу (зусилля, швидкість, витрата, тиск), який працює в неусталеному температурному режимі. Застосування методики, що враховує неусталений та розподілений за елементами вплив температурного фактору на дію гідроприводу мобільного об'єкта, може бути виконано шляхом її використання при моделюванні і проектуванні гідроприводу. Таке моделювання дозволить підійти до визначення функціонально-вразливих елементів приводу з наступним розрахунком їх раціональних параметрів. В основу наведеного дослідження було покладено типову структуру системи гідроприводу, надану засобами функціональних модулів та елементів, які об'єднують опис теплових, інформаційних, енергетичних та гідравлічних процесів у формі експлуатаційного циклу.

Оскільки гідропривод мобільного об'єкта часто працює при нестабільних температурних режимах, то при визначенні втрат тиску в каналах гідравлічного приводу необхідно враховувати закон Ньютона-Ріхмана [14, 15]:  $dQ = \alpha(T_c - T_{\delta, \text{ср}})dF$ , відповідно з яким можна побудувати наступну послідовність перетворень до визначення втрат тиску в несталих температурних умовах:

$$\alpha \rightarrow \mu \rightarrow Nu \rightarrow Pr \rightarrow Re \rightarrow \Delta p.$$

Вихідною точкою до побудови послідовності перетворень є визначення коефіцієнта тепловіддачі [15]  $\alpha$ , що впливає на критерії Нусельта  $Nu = (\alpha \cdot L) / \lambda$ , Прандтля  $Pr = \nu / \chi = \mu c_p / \lambda$ , які пов'язані з числом Рейнольдса  $Re = \rho UL / \mu = UL / \nu$ , і мають наступний взаємний зв'язок:

$$Nu = \frac{0,023 Re_D^4}{Pr^n},$$

де показник  $n$  при підвищенні температури  $T^\circ \uparrow \Rightarrow n=0,4$ ; та при зниженні  $T^\circ \downarrow \Rightarrow n=0,3$ .

Використовуючи підхід [15] Петухова Б.С., зроблено якісну оцінку змін температури робочої рідини, як при охолодженні, так і при нагріванні гідравлічної системи приводу зі зміною теплового режиму [13, 14, 15]. Наприклад, рівняння охолодження має вигляд:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\alpha F}{c_p} (T_c - T_{p.p.}), \text{ де } \frac{\alpha F}{c_p} = k, \quad T(t) = T_{p.p.} + e^{-kt} (T_c - T_{p.p.}).$$

Зауважено, що при охолодженні рідини в каналі гідроприводу відбувається уповільнення її руху, що, в свою чергу, збільшує час охолодження рідини в каналі, а це призводить до додаткового охолодження і наступного кола уповільнення руху рідини. Для створення розрахункової моделі гідроприводу для випадку, коли привод працює в неізотермічних режимах і температура рідини в його елементах суттєво відрізняється,

було використано і модифіковано метод ступеневого аналізу, аналогічний методу, запропонованому Торнером [11, 12, 13].

Втрати тиску за цим методом розраховуються при умовах, що на кожній ділянці мають місце сталі значення температури рідини і стінок каналу. Модифікація запропонованої розрахункової моделі відрізняється тим, що для представленої задачі, коли значення температури окремих ділянок є різними, об'єм рідини у всіх ділянках однаковий ( $x_1 \cdot d_1^2 = x_2 \cdot d_2^2 = \dots = x_n \cdot d_n^2$ ), а їх кількість має забезпечити умови методу Торнера по градієнту температури вздовж каналу (рис. 1). За припущенням, щодо нехтування зміни густини, час проходження рідини вздовж всіх ділянок є однаковим незалежно від швидкості  $\forall U: (t_1 = t_2 = \dots = t_n)$ .

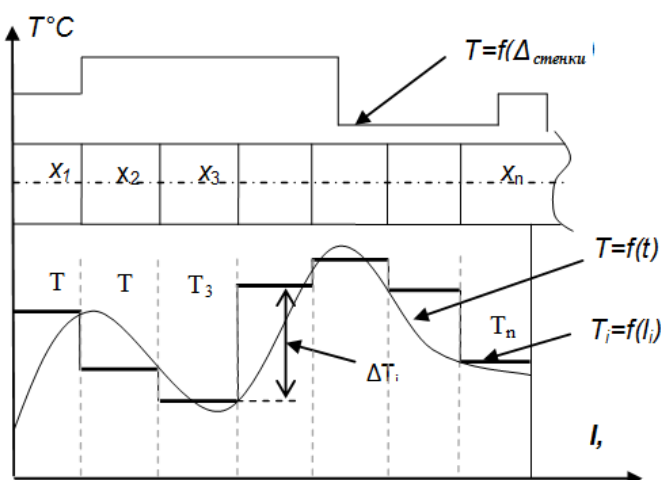


Рис. 1. Схема врахування розподілу температури в каналі при умові розподілу на ділянки умовно сталої температури рідини та відсутності змін її густини

Моделювання процесу стабілізації швидкості рідини для умов охолодження (нагріву), з врахуванням змін температури робочої рідини, визначається процесом поступового витіснення охолодженої (нагрітої) рідини

вздовж ділянок.

Для врахування неізотермічних процесів запропоновано алгоритм послідовного розрахунку параметрів і характеристик ділянок потоку рідини в гідравлічному каналі при різних значеннях температури в кожній ділянці. У цьому випадку позначено наступним чином умови та параметри: при  $T_0$ :  $c_{p0}$ ,  $\rho_0$ ,  $\lambda_0$ ,  $\nu_0$ ; при  $T_i$ :  $c_{pi}$ ,  $\rho_i$ ,  $\lambda_i$ ,  $\nu_i$ ;  $\Delta p$  – перепад тиску; довжина ділянки –  $l$ , діаметр каналу –  $d$ ,  $c_{p0}$  – теплоємність,  $\rho_0$  – густина,  $\nu_0$  – в'язкість,  $\lambda_0$  – коефіцієнт теплопровідності. Для гідравлічних розрахунків нестабілізованих режимів приводів проведено критеріальний аналіз для оцінки результатів математичного і експериментального дослідження. Основним із факторів впливу на роботу гідроприводу є залежність в'язкості робочої рідини від температури [13, 15]:  $\mu=f(T^\circ\text{C})$ . Ця залежність визначається на основі рівняння Стерлінга

$$\mu_c/\mu_{p.p.} = \left( \frac{T}{T_0} \right)^{3/2} (T_0 + S)/(T + S), \text{ де } S=\text{const}, \text{ і в загальному вигляді: } \mu_c/\mu_{p.p.} = \left( \frac{T}{T_0} \right)^{n_\mu}.$$

Залежності  $T = f(t)$  в алгоритмі розрахунку використано в поліноміальній формі [15]:

$$T = a_0 + a_1 \cdot t + a_2 \cdot t^2 + \dots + a_n \cdot t^n.$$

В результаті отримано вираз:  $\frac{\mu_0}{\mu} = 1 + \beta_{\mu 1} (T - T_0) + \beta_{\mu 2} (T - T_0)^2 + \dots$ , або  $\mu_0/\mu = (T/T_0)^b$  [13, 15]. У

випадку значення параметру  $b = 1$ , отримаємо  $\mu_0/\mu = (T/T_0)^1$  або:  $\frac{\mu_c}{\mu_{p.p.}} = \left( \frac{a_0 + a_1 \cdot t + a_2 \cdot t^2 + \dots + a_n \cdot t^n}{T_0} \right)^1$ .

Таким чином отримано залежності зміни в'язкості та інших параметрів вздовж траєкторії руху рідини з врахуванням температури –  $\mu_i=f(T_i, l_i)$ ,  $\rho_i=f(T_i, l_i)$ ,  $U_i=f(T_i, l_i)$ ,  $\Delta p_i=f(T_i, l_i)$ . Це дає можливість прогнозувати час спрацювання гідравлічного приводу при неусталених режимах роботи [1, 2, 5, 7-11].

Для побудови розрахункової моделі напірної та зливної ліній їх розділено на ділянки рівного об'єму. Математичні розрахунки ділянок каналу гідроприводу запропоновано проводити для спрощеної розрахункової гідравлічної моделі з фіксованим діаметром (перерізом) каналу на кожній ділянці, постійним значенням температури стінок вздовж каналу, незмінною густиною вздовж каналу і фіксованим значенням перепаду тиску між напірною і зливною лініями (рис. 2).

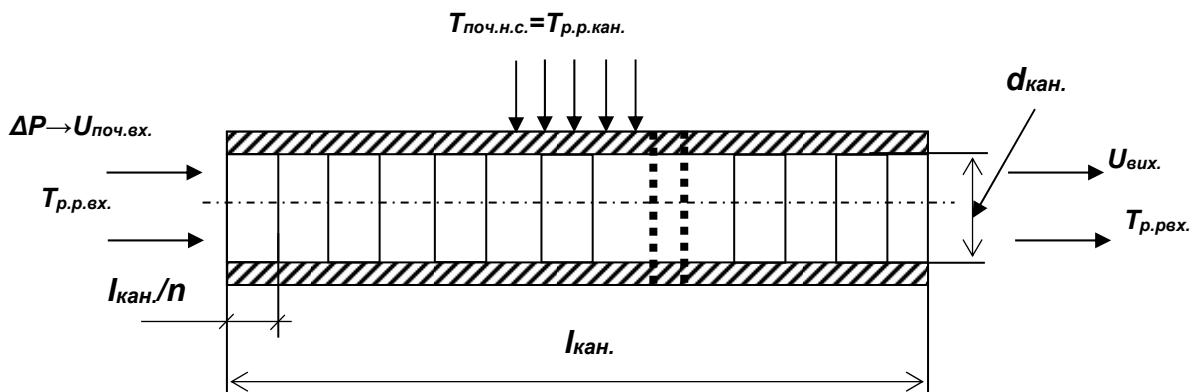


Рис. 2. Розрахункова модель розподіленого на ділянки гідравлічного каналу

На першому етапі було виконано тестування моделі для усталених значень температури вздовж каналу і перепаду тиску при різних діаметрах і довжинах трубопроводу. Відповідно до результатів тестування моделі, сформовані рекомендації відносно кількості ділянок в залежності від співвідношень в початкових умовах: співвідношення геометричних параметрів каналу (відношення  $l/d$ ), співвідношення значень температури робочої рідини ( $\Delta T = T_{р.р.вх} - T_{поч.кан}$ ), значення тиску на початку руху ( $\Delta p \rightarrow U_{поч.вх}$ ) з врахуванням типу робочої рідини. За результатами проведеного розрахунку отримані залежності часу стабілізації і стабілізованого значення швидкості потоку рідини в гідравлічному каналі при неусталених температурних режимах (рис. 3). Отримані результати, з використанням запропонованої моделі, відрізняються від аналогічних, отриманих за традиційним гідравлічним розрахунком [11, 12]. При початковому значенні температури рідини  $T_{сп}^0 = -60^\circ\text{C}$  і традиційному розрахунку отримано стабілізоване значення швидкості 0,0305м/с яке досягнуто за час 230с, а при запропонованому підході, з врахуванням нелінійної і змінної температури рідини в часі і вздовж каналу, отримано стабілізовані значення швидкості 0,082м/с і часу 112с відповідно.

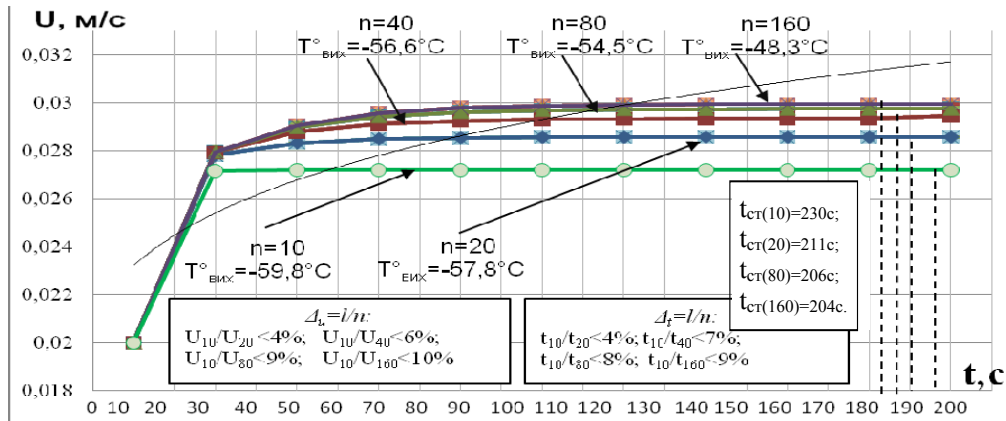


Рис. 3. Модельні функції стабілізації швидкості рідини у часі при фіксованій довжині і різній кількості ділянок (співвідношеннях  $l/n$ )

Теоретичний розрахунок процесу стабілізації швидкості рідини в каналі, з врахуванням температури робочої рідини і умов охолодження, обумовлено часом витіснення охолодженої рідини з ділянки. Відхилення при визначенні часу виходу на стабільне значення для різних параметрів розрахунку склало  $\Delta t = \left[ (t_{\text{ст.розр}} - t_{\text{ст.експ.}}) / t_{\text{ст.експ.}} \right] \cdot 100\% \approx 8,2\%$ . За рекомендовану було прийнято кількість ділянок більшу за 50.

На другому етапі, при розгляді задачі практичного спрямування, було виконано моделювання і проаналізовано напірний канал мобільного приводу, загальною довжиною 12м і діаметром 0,06м при температурі зовнішнього середовища і початковій температурі рідини  $-60^\circ\text{C}$ . Було визначено, що елемент з найбільшим гідравлічним опором, знаходиться максимальний час заповнений рідиною з мінімальною температурою. Шляхом перекомпонування приводу (перенесенні елемента вздовж каналу низької температури) було зменшено час виходу приводу на стабілізовану швидкість (час перехідного процесу) з майже 6 хвилин до 2,3 хвилини.

Для підтвердження застосування запропонованого теоретичного розрахунку гідравлічних каналів в гідроприводах при нестабільних режимах роботи системи, було проведено модельне і експериментальне визначення параметрів роботи мобільного багаторежимного приводу КІМ-148, який знаходився в термобарокамері [11, 12]. В результаті порівняння розрахункових та експериментальних даних (рис. 4)

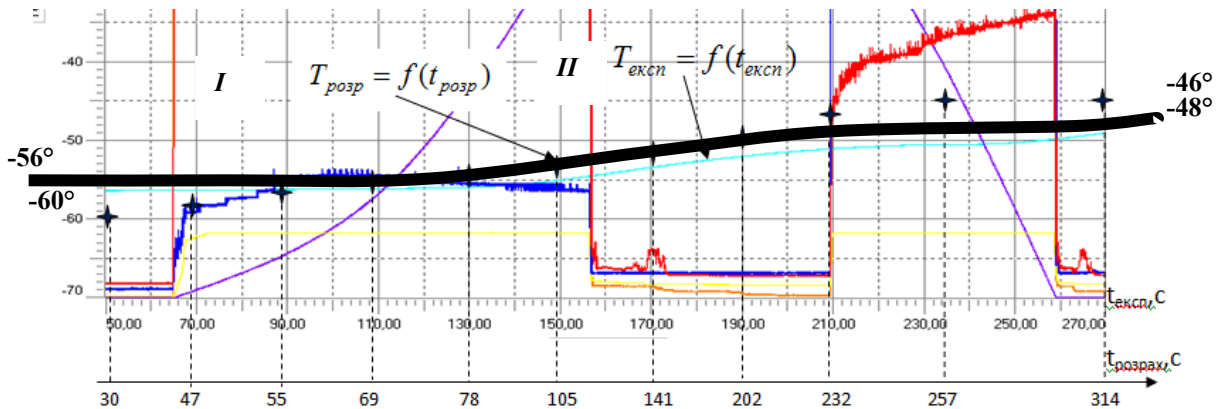


Рис. 4. Графік залежності зміни температури рідини FH-51 у часі:  
I – Розрахункові значення температури, II – Експериментальні значення температури

встановлено, що похибка розрахунку часу стабілізації швидкості складає 14% ( $\Delta t = ((t_{\text{розр}} - t_{\text{експ}}) / t_{\text{експ}}) \cdot 100\% = 14\%$ ), а відносна похибка при знаходженні значення температури – 8,1% ( $\Delta T^\circ = ((T^\circ_{\text{розр}} - T^\circ_{\text{експ}}) / T^\circ_{\text{експ}}) \cdot 100\% = 8,1\%$ ). Розбіжності в отриманих значеннях можна вважати наслідком не врахованої зміни густини рідини вздовж каналу та умов конвективного охолодження каналу, а їх усунення потребує вдосконалення методики розрахунку нестабільних режимів роботи гідроприводу.

Результати порівнянь, щодо визначення температури за експериментальними та розрахунковими даними, підтвердили достатню адекватність запропонованого теоретичного підходу щодо прогнозування часу виходу на

стабільні значення швидкостей і зусиль.

За результатами досліджень запропоновано методику уточнюючого розрахунку гідравлічних приводів з урахуванням особливостей експлуатації приводів, залежностей роботи приводу від фізичних параметрів рідини, перехідних процесів роботи приводу. Дана методика складається з восьми етапів, що включають аналіз конструктивних елементів гідроприводів, визначення параметрів окремих режимів, опис функціонування пристроїв, визначення характеристик робочої рідини, визначення експлуатаційних умов роботи для проведення гідравлічного розрахунку. Дана методика включає:

- аналіз режимів роботи і умов експлуатації приводу, відповідно принципів схемних рішень;
- підготовка вхідних даних [структура та склад каналів і пристроїв гідроприводу за схемами та режимами роботи, потужність, діапазон змін тиску на вході та виході, навантаження, тип робочої рідини, температура рідини на вході та виході і ін.];
- побудова траєкторій руху робочої рідини із залученням пристроїв, відповідно до кожного з режимів (ланцюг руху рідини від входу до виходу з системи приводу, що складається з каналів та елементів з зазначенням параметрів потоку);
- визначення геометричних розмірів ділянок відповідно до каналів і елементів  $[l \text{ (м)}; \omega \text{ (м}^2\text{)}]$ ;
- врахування впливу зміни температури на параметри робочої рідини і гідравлічний опір  $[\rho, \nu = f(T_i), \xi = f(T_i)]$ ;
- гідравлічний розрахунок з врахуванням зміни температури рідини  $[\Delta p = f(U, \mu, \rho, \tau, \xi, l, d), \text{ МПа}]$ ;  
 $U = f(\nu, \rho), \text{ м/с}; t_{cm} = f(U), \text{ с}]$ ;
- енергетичний розрахунок системи для кожного варіанту траєкторії руху робочої рідини  $[\Delta N \text{ (кВт)}]$ ,

$$\Delta W \text{ (Дж)}, \int_{t_0}^{t_1} N dt = W \text{ }.$$

В результаті розрахунку за запропонованим алгоритмом отримуємо наступні вихідні дані:

- функція змін температури вздовж траєкторії руху рідини в перехідних режимах  $T_{li} (T_{cm})$ ;
- функція змін в'язкості вздовж траєкторії руху рідини  $\nu_{li} (\nu_{cm})$ ;
- час виходу  $t_i$  приводу на стабільні значення швидкості руху рідини в перехідних процесах з урахуванням зміни значення температури  $U_i = f(T_i), (U_{cm})$ .

### Висновки

Похибка в гідравлічних розрахунках швидкості і зусилля гідроприводу, що викликана неврахуванням неусталених значень температури робочої рідини і залежних від неї значень в'язкості та густини, може складати від (30 ... 50)% для повільних процесів до 100% і більше відсотків для перехідних процесів.

Методика, побудована за модифікованою схемою Торнера, дозволяє враховувати вплив температури зовнішнього середовища, зміну температури рідини вздовж гідравлічних ліній і місцевих гідравлічних опорів при розрахунку швидкості руху вихідної ланки та зусилля приводу.

Розрахунок раціональних значень діаметрів трубопроводів та визначення ланок бажаної теплоізоляції для експлуатаційного циклу гідроприводу потребує врахування розподілу у часі повторюваності режимів дії приводу та роботи приводу в неусталених температурних режимах. Розрахунки, виконані на прикладі гідроприводу КПМ-148, дозволили запропонувати компоновку розташування каналів та місцевих опорів і отримати наступні розрахункові дані [2, 3]: зменшення втрат тиску в номінальному режимі роботи на 16%; підвищення середньозваженої енергоефективності на 14%; скорочення часу відпрацювання приводу в неусталених умовах на 8 ... 12% в залежності від температурного стану рідини.

## Расчет каналов гидропривода с учетом изменения температуры и вязкости рабочей жидкости

А.М. Муращенко, О.В. Тижнов, О.П. Губарев, О.М. Яхно

**Аннотация.** В статье представлены результаты тепло-гидравлического исследования каналов гидравлического привода. Рассмотрено влияние неустановившегося теплообмена жидкости и каналов привода на изменение давления и расхода в приводе. Исследование проведено с целью повышения точности гидравлических расчетов на этапе проектирования и получения ожидаемых характеристик приводов для условий переменной температуры жидкости. Анализ структуры потока в канале и распределение интенсивности теплопередачи вдоль канала от стенки к жидкости, осуществлено с учетом влияния вязкости на расход жидкости. Предложена методика расчета времени стабилизации скорости потока жидкости в гидравлическом канале при нестационарных температурных условиях работы привода. Проведено компьютерное исследование для определения времени стабилизации скорости потока жидкости в гидравлическом канале и

стабилизованного значения скорости. Влияние геометрических параметров и формы каналов учтено в перерасчете падения давления и изменения средней скорости жидкости в гидросистеме привода. Разработана уточненная методика тепло-гидравлического расчета гидравлических линий системы гидропривода при неустановившихся рабочих режимах в переменных температурных условиях.

**Ключевые слова:** гидравлический привод, жидкость, температура, теплообмен, скорость, вязкость, расход, давление

## Calculation of hydraulic channels of drives with taking in to account temperature and viscosity changes

A.M. Murashchenko, O.V. Tyzhnov, A.P. Gubarev, O.M. Yakhno

**Summary.** The thermal hydraulic investigation of hydraulic channels is presented. Changes of pressure and flow values due to non-steady thermodynamic processes were considered. Main aim of investigation is to ensure hydraulic calculation, that had been made to predict working characteristics of hydraulic drives at design stage, for the variable temperature environment. Structural analyses of the flow circumstances along channels were made with taking in to account temperature gradient and viscosity changes. Numerical simulation had been made to find out period of velocity stabilization and its value. The investigation considers geometry and shape of channels via taking in to account pressure reduction and velocity changes in hydraulic system. Results of investigation allow to increase the precision of hydraulic calculation for drive, that works at variable temperature and none-stable modes, using proposed method.

**Keywords:** hydraulic drive, fluid, temperature, velocity, viscosity, flow, pressure.

### References

1. Jarczyk, M. and Topol, P. Układ hydrauliczny z systemem load sensing w wozie wiertniczym. *Hydraulika i Pneumatyka*. – 2012. - no 4, pp. 11-14.
2. Grzegorz Skorek. Sprawność energetyczna napędu hydrostatycznego *Hydraulika i Pneumatyka*. – 2014. - no 6, pp. 7-10.
3. Буренников, Ю.А., Немировський, І.А., Козлов, Л.Г. Гідравліка, гідро - та пневмопривод: навчальний посібник. В: ВНТУ, 2013.
4. Козлов, Л.Г., Лозовський, С.М. Гідропривод з пропорцій регулюванням швидкості паралельно підключених гідроциліндрів. *Вісник Хмельницького національного університету*, - 2010. - № 3, - С. 38-43.
5. Kozlov, L. and Strutinskiy, V. Determining dynamic accuracy indicators of multicoordinate working machine in the form of rod structures for fuzzy inertia and dissipation parameters. *Journal of Engineering Studies and Research*. – 2014. - no 4. - pp. 73 - 80.
6. Лур'є, З.Я., Ніколенко, Ю.В., Рижаков, А.Н. Уравнение состояния и физико-механические характеристики рабочей жидкости при моделировании переходных процессов в гидропривод. *Промышленная гидравлика и пневматика*. - 2013. – Том 41, № 3. - С. 49–58.
7. Banjac, T, Wurzenberger, J.C., Katrašnik T. Assessment of engine thermal management through advanced system engineering modeling. *Advances in Engineering Software*. – 2014. vol. 71, May, pp. 19-33, DOI:10.1016/j.advengsoft.2014.01.016
8. Ганжа, А.М., Марченко, Н.А., Підкопай В.М. та Німцев, Е.М. Моделювання процесів передачі теплоти від котельні до житлового масиву на основі гідравлічних розрахунків складної теплової мережі. *Гідравлічні машини та Гідроагрегати*. – 2017. Том 1244, № 22. - С. 83-87.
9. François Malrai, Al Kassem, Jebai. Power conversion optimization for hydraulic systems controlled by variable speed drives. *Journal of Process Control*. – 2017. - no 59. - pp. 67-71.
10. Козлов, Л.Г., Гайдамак, О.Л. та Петров, О.В. Дослідження характеристик мультирежимного клапана розподільника для гідроприводів мобільних машин робочих машин”, *Промислова гідравліка і пневматика*. - 2008. - № 1. - С. 85-88.
11. Murashchenko, A., Yakhno, O., Gubarev, A. Simplified calculation of lines for hydraulic drive considering the change temperature of fluid. *Motrol – Lublin*. – 2013. - vol. 15, no 5. - pp. 173-179.
12. Murashchenko A. Effectiveness of the multimode hydrodrive. *Journal of Mechanical Engineering*. – 2013. - Vol.67. - pp. 84-89.
13. Михеев, М.А. и Михеева, Ю.М. Основы теплотехники. М: Энергия, 1977.
14. Экснер К., Фрейтаг, Р. и др. Гидропривод. Основы и компоненты. М: Учебный курс по гидравлике. – 2003. - Том. 1.
15. Петухов, Б.С., Курганов, В.А., Анкудинов, В.Б. Теплообмен и гидравлическое сопротивление в трубах при турбулентном потоке течения жидкости околокритических параметров состояния. *ТВТ*. – 1983. – Том 21, № 1.
16. Трофимов, В.А., Яхно, О.М., Губарев, А.П. и Солонин, Р.Ю. Рабочие жидкости систем гидропривода, НТУУ «КПИ», - 2009.